



УДК 629.3.014.2.072

DOI 10.22314.2073-7599-2016.5.3-11

ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВОРАЧИВАЕМОСТИ ТРАКТОРА ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ ГИБРИДНОЙ ТЕОРИИ ПОВОРОТА

Горин Г.С.¹, докт. техн. наук;
Годжаев З.А.^{2*}, докт. техн. наук;

Головач В. М.³;
Кузьмин В.А.²

¹Государственный комитет по науке и технологиям, ул. Академическая, 1, Минск, 220072, Республика Беларусь,

²Всероссийский научно-исследовательский институт механизации сельского хозяйства, 1-й Институтский проезд, 5, Москва, 109428, Российская Федерация, *e-mail: fic51@mail.ru

³Белорусский государственный аграрный технический университет, проспект Независимости, 99, к. 2, г. Минск, 220023, Республика Беларусь

Одним из основных и функционально сложных видов движения колесных мобильных тягово-транспортных средств (ТТС) – автомобилей, тракторов, самоходных шасси, вездеходов – является поворот. В данной работе рассмотрены расчетно-экспериментальные вопросы кинематики поворота ТТС, выбраны расчетные схемы поворота полноприводной ходовой системы, сформированы модели кинематического увода колес. Экспериментально исследованы поворот трактора без и с тяговой нагрузкой при отключенном и включенном приводе ведущего моста. Результаты расчетно-экспериментальных исследований и полученные математические модели поворота машины позволяют повысить точность заданной траектории и ввести коррективы в движение машинно-тракторного агрегата, снизить радиус поворота. Показали, что при круговом повороте с тяговой нагрузкой 12 кН смещение центра скоростей назад за задний ведущий мост у трактора с межосевым блокированным приводом равно 2,9 м и коэффициент кинематического несоответствия – 1,05, в то время как с межосевым дифференцированным приводом эти величины равны 1,03 и 0,93 соответственно. При этом радиусы поворота у тракторов с различными приводами отличаются незначительно – 6,5 и 6,7 соответственно. Отмечено что у ТТС на оболочковых шинах без тяговой нагрузки продольная координата центра скоростей смещена назад от оси вращения колес на 0,15 м, передние колеса перемещаются под углами бокового увода 5,0 и 7,8 градуса, углы кинематического увода малы и приближаются к 0. При круговом повороте с тяговой нагрузкой смещение центра скорости назад за ось заднего ведущего моста составляет 1,8 и 0,9 м, углы кинематического увода находятся в пределах 5-10 градусов; углы бокового увода – минус 5 и минус 7 градусов.

Ключевые слова: тягово-транспортное средство, передний и задний ведущие мосты, межосевой блокированный и дифференциальный приводы, межколесный дифференциал, углы увода колес. DOI 10.22314.2073-7599-2016.5.3-11

Для цитирования: Горин Г.С., Годжаев З.А., Головач В. М., Кузьмин В.А. Исследования поворачиваемости трактора для построения гибридной теории поворота // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2016. №5. С. 3-11.

RESEARCH OF TRACTOR TURNABILITY FOR CONSTRUCTION OF HYBRID THEORY OF TURN

G.S. Gorin¹, Dr. Sci. (Eng.);
Z.A. Godzhaev^{2*}, Dr. Sci. (Eng.);

V.M. Golovach³;
V.A. Kuz'min²

¹State Committee on Science and Technology of the Republic of Belarus, Akademicheskaya St., 1, Minsk, 220071, Republic of Belarus

²All-Russia Research Institute of Mechanization for Agriculture, 1st Institutskiy proezd, 5, Moscow, 109428, Russian Federation, *e-mail: fic51@mail.ru

³Belarusian State Agrarian Technical University, prospekt Nezavisimosti, 99, build 2, Minsk, 220023, Republic of Belarus

Turn is one of the main and functionally difficult types of the movement of the wheel mobile traction and transportation vehicles (TTV): cars, tractors, self-propelled chassis, all-terrain vehicles. Settlement and experimental questions of kinematics of TTV turn are considered, settlement schemes of turn of all-wheel drive running system are chosen, models of

kinematic wheel slip are created. Turn of a tractor without and with traction loading at the switched-off and switched on gear sistem of driving axle is experimentally investigated. Results of settlement pilot studies and the received mathematical models of turn of the machine make it possible to increase the accuracy of the set trajectory of the movement and to make adjustments of the machine and tractor unit movement, to reduce turn radius. At circular turn with traction load of 12 kN speeds center moving back behind driving axle of a tractor with the interaxial blocked drive equals 2.9 m, and coefficient of a kinematic discrepancy is 1.05 while with the interaxial differentiated drive these sizes are equal 1.03 and 0.93 respectively. Thus radiuses of turn of tractors with various drives differ insignificantly: 6.5 and 6.7 respectively. It is noted that at TTV on shell tires without traction loading the longitudinal coordinate of the speeds center is displaced from an axis of wheels rotation by 0.15 m back, side slip angle of forward wheels moving equals plus of 5.0 and plus of 7.8 degrees, kinematic wheel slips come nearer to 0. At circular turn with traction loading the speeds center moving back behind an axis of the back driving axle makes minus of 1.8 m and minus of 0.9 m, angles of kinematic moving within 5-10 degrees; angles of side moving are equal minus 5 and minus 7 degrees.

Keywords: Traction and transportation vehicle; Forward and back driving axles; Interaxial blocked and differential drives; Inter-wheel differential; Wheel slip angle. DOI 10.22314.2073-7599-2016.5.3-11

■ **For citation:** Gorin G.S., Godzhaev Z.A., Golovach V.M., Kuz'min V.A. Research of tractor turnability for construction of hybrid theory of turn. *Sel'skokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii*. 2016; 5: 3-11. (In Russian)

Активное развитие сельского хозяйства богатых природными ресурсами территорий России формирует устойчивое превышение спроса над предложением рабочей силы. В такой ситуации автоматизация транспортно-технологических процессов является прорывной технологией. В связи с этим выполненные исследования по теории поворота мобильных машин могут быть эффективно использованы при роботизации и автоматизации мобильных энергетических средств АПК [1-2].

В рамках развития современных машинных технологий сельскохозяйственного производства на базе энергонасыщенных тракторов мощностью 250-450 л.с. создают комбинированные машинно-тракторные агрегаты (МТА). Особенности МТА: рабочая ширина захвата – до 6,5 м, кинематическая длина – до 17-18 м, большой удельный вес полуприцепных сельскохозяйственных машин, создающих тяговое сопротивление на повороте [1-5].

Это привело к увеличению ширины поворотной полосы до $B=40-50$ м. Чтобы снизить этот показатель, по мере прохождения рабочего гона поочередно выглубляют первый, второй и последующие корпуса плуга. Данные операции повторяются автоматически, то есть достигается роботизация вспомогательных процессов. Однако на практике вследствие бокового скольжения и увода колес под действием сил инерции массы агрегата фактический радиус траектории агрегата R_{ϕ} при заданном угле поворота α управляемых колес больше расчетного на ΔR , значение которого зависит от конструкции движителей, скорости движения и углов увода колес. Для точного воспроизведения траектории пахотного МТА в алгоритмах управления следует учесть углы увода МТА, вызванные работой межколесного дифференциального (МКД) и межколесного блокированного и дифференциального при-

водов (МБП и МДП) при движении в сложных условиях: на косогорах, малых площадках.

Созданные теории поворота не позволяют решать многие прикладные задачи эксплуатации техники в таких условиях. Аналогичная ситуация складывается при управлении мобильными роботами [6-8].

Цель работы – на основе расчетно-экспериментальных исследований создать гибридную теорию поворота полноприводных роботизированных тягово-транспортных средств.

Материалы и методы. Основные свойства тягово-транспортного средства (ТТС) – тяговая динамика, курсовая устойчивость (КУ), поворачиваемость и управляемость (способность поворачиваться на малых радиусах, преодолевая тяговое сопротивление). Признано, что если многоосное ТТС имеет высокие тяговый КПД и КУ (что достигается путем блокировки межколесного и межосевого приводов), то показатели поворачиваемости при этом ухудшаются [6, 7, 9-11].

Результаты и обсуждение. 1. *Кинематические характеристики поворота МТА.* Существенными характеристиками агрегата, определяющими его кинематику, являются следующие: кинематическая длина l_k – проекция расстояния между центром агрегата и линией расположения наиболее удаленного рабочего органа при прямолинейном движении и кинематическая ширина d_k – проекция расстояния между продольной осью агрегата, проходящей через его центр и наиболее удаленной от этой оси точкой агрегата (рис. 1).

Экспериментальные исследования круговой поворачиваемости трактора «Беларус 2522» показали, что даже при небольшой тяговой нагрузке $P_{кр}=24$ кН его углы увода колес и продольное смещение центра скоростей назад за ось заднего ведущего моста (ЗВМ) достигали соответственно 30° и



Экспериментальные данные о показателях кругового поворота трактора-установки [6] ($\alpha_{12}=22^\circ$) С КОЛЕСАМИ РАВНОГО РАЗМЕРА 10/11-28 EXPERIMENTAL DATA ABOUT INDICATORS OF TRACTOR CIRCULAR TURN [6] ($\alpha_{12}=22^\circ$) WITH WHEELS OF EQUAL SIZE 10/11-28											
$^1\lambda_{П}$	2K_V	$^3P_{КР}, \text{кН}$	$^4\gamma, \text{град}$	$X, \text{м}$	R	R_1	R_2	R_3	R_4	R_1-R_4	$^5\varphi, \text{град}$
0,4	1,05	0	0	-1,055	6,25	7,88	6,41	7,16	5,51	2,27	-(9-10)
		12	9,7	-2,857	6,68	9,16	7,84	8,04	6,50	2,66	-17
	0,93	0	0	-0,318	6,72	8,03	6,47	7,57	5,99	2,04	-3,0
		8	7,2	-1,052	7,85	9,34	7,81	8,75	7,09	2,25	-(4-5)
	МДП (1,07)	0	0	-0,092	6,04	7,31	5,76	6,88	5,22	2,09	-(1,6-4,6)
	МДП (1,07)	12,8	8,4	-1,024	6,50	8,09	6,60	7,41	5,75	2,34	-3,5
0,6	1,05	0	0	+1,19	6,00	6,96	5,26	6,93	5,30	1,66	+(7-10)
		12	14,2	-0,403	6,99	8,31	6,75	7,84	6,14	2,17	+1,5
	0,93	0	0	+0,833	6,14	7,15	5,52	7,03	5,37	1,78	+(5-6)
		12,26	13,6	+0,484	6,87	8,22	6,68	7,72	6,05	2,17	-(1-8)
	МДП (1,07)	0	0	-0,032	6,23	7,47	5,91	7,07	5,39	2,08	-(2,0-3,0)
	МДП (1,00)	13,86	8,4	-2,32	7,16	9,24	7,88	8,24	6,73	2,51	-(11-14)

$^1\lambda_{П}$ – доля веса трактора, приходящаяся на передние колеса в статике / tractor weight share falling on forward wheels in statics;
 2K_V – кинематическое несоответствие в межосевом приводе / kinematic discrepancy in interaxial drive;
 $^3P_{КР}$ – тяговая нагрузка / tractive load
 R, R_1, R_2, R_3, R_4 – радиус поворота, град. / turn radius, degrees;
 $^4\gamma$ – углы отклонения линии тяговой нагрузки от продольной оси трактора / angles of deviation of traction loading line from tractor longitudinal, degrees
 $^5\varphi$ – углы разворота корпуса трактора вокруг полюса трения / angle of tractor body turn round friction pole, degrees

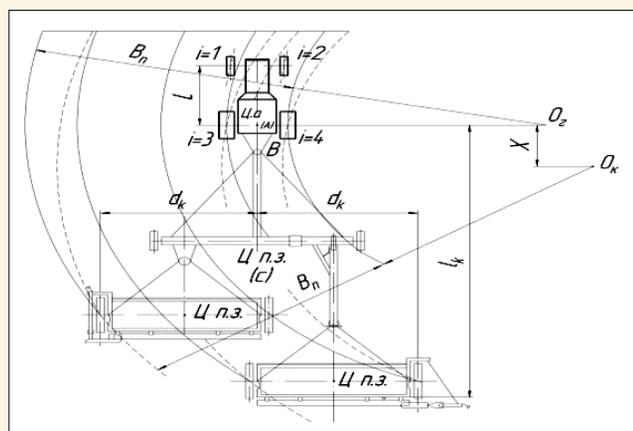


Рис. 1. Траектории поворота МТА вокруг: — геометрического центра поворота; - - - - кинематического центра (с учетом увода колес)

Fig. 1. Trajectories of turn of MTA around: — geometrical center of turn; - - - - kinematic center (taking into account wheel slip)

$X=5,4$ м, что значительно больше колесной базы трактора, равной 3 м. Но даже при повороте без тяговой нагрузки углы кинематического увода задних колес велики из-за возникновения отрицательных тангенциальных сил на передних.

Аналогичные результаты получены в экспериментах, выполненных в Нечерноземной зоне России [12]. В таблице приведены экспериментальные данные о круговой поворачиваемости трактора-установки с МБП и кинематическим несоответстви-

ем межосевого привода при коэффициентах кинематического несоответствия $K_V=1,05$ и $K_V=0,93$, а также с межосевым дифференцированным приводом (МДП) [6]. При повороте с тяговой нагрузкой $P_{КР}=12$ кН радиус поворота $R=6,5$ м трактора – установки с МДП и $K_V=1,07$ несущественно отличается от радиуса поворота $R=6,7$ м трактора – установки с МБП и $K_V=1,05$.

Существенно отличались значения смещения центра скоростей назад за задний ведущий мост (ЗВМ) в двух случаях: у трактора с МБП и $K_V=1,05$, $X=-2,9$ м и у трактора с МДП и $K_V=0,93$, $X=-1,03$ м. Положительные значения угла разворота корпуса и смещения центра скоростей (вперед) достигнуты лишь в экспериментах на тракторе с большей долей нагрузки $\lambda_{П}=0,6$ на передние колеса, чем на задние, МБП и $K_V=0,93$ (с нагрузкой и без нее). При этом к передним колесам приложены большие положительные боковые реакции, направленные к центру скоростей, что характерно и при $\lambda_{П}=0,6$ и МДП (без нагрузки). При повороте трактора с $\lambda_{П}=0,6$ и МДП с тяговой нагрузкой разгруженные задние колеса катятся с большими отрицательными углами увода, что смещает центр скоростей назад.

Большое продольное смещение центра скоростей назад за ось ЗВМ, вызванное уводом колес, приводит к большой разнице радиусов поворота R_1-R_4 передних и задних колес, а следовательно, к увеличению ширины транспортного коридора и поворотной полосы.

На траекторию поворота МТА существенно влияют углы боковых уводов i -колес, а также кинематический угол увода φ , вызванные работой МКД:

$$\varphi_{Bi} = \frac{P_{Bi}}{K_{yi}}, \quad (1)$$

где P_{Bi} и K_{yi} – соответственно боковая сила, приложенная к i -колесу, и коэффициент сопротивления боковому уводу. При повороте без буксования колес:

$$\omega_{Bi} R_i = \omega_{Gi} r_{Ki}^\circ, \quad (2)$$

где ω_{Bi} и ω_{Gi} – угловые скорости поворота i -колес соответственно вокруг вертикальной и горизонтальной осей, r_{Ki}° – радиус качения колеса в свободном режиме, R_i – радиус поворота колеса.

Для расчета углов увода, вызванных сдвигом пятен контакта колес φ_{12}^{CD} переднего (ПВМ) и φ_{34}^{CD} заднего (ЗВМ) ведущих мостов применяются расчетные схемы, описанные далее в статье: $\varphi_{12}^{CD} - \varphi$ и $\varphi_{34}^{CD} - \varphi$, где φ_{12} и φ_{34} – суммарные углы увода.

Модели поворачиваемости со срабатыванием МКД справедливы для ТТС, оснащенных многослойными шинами, у которых динамический радиус примерно равен радиусу качения колес в свободном режиме:

$$r_{Di} = r_{Ki}^\circ.$$

2. Расчетные схемы поворачиваемости ТТС на оболочковых шинах.

Предприятие «Агротехресурс» (г. Минск) разработало полноприводное 4×4 энергосредство «Роса» на шинах сверхнизкого давления. Данное энергосредство агрегируется с одноосными технологическими модулями: штанговым опрыскивателем или разбрасывателем твердых минеральных удобрений, образуя единую жесткую конструкцию 6×4. Грузоподъемность такого агрегата – до 1000 кг, общая масса до 2500 кг [11, 13], продольная колесная база $L=2,8$ м, колея $B=2,115$ м, параметры пятна контакта $a=0,7$ м, $b=0,4$ м (a и b – соответственно, длина и ширина пятна контакта).

Круговой поворот без тяговой нагрузки. Экспериментально установлено, что при повороте на насыпном песке при углах поворота колес $\alpha_1=20^\circ$, $\alpha_2=25,33^\circ$, $\alpha_3=\alpha_4=0$ радиусы поворота отдельных колес значительно больше, чем у трактора-установки, и составили: $R_1=12$ м, $R_2=9,95$ м, $R_3=11,7$ м, $R_4=9,6$ м. Рассчитаны следующие показатели пово-

рота: радиус поворота $R^\circ=7,78$ м – геометрический, $R=10,5$ м – экспериментальный, продольная координата центра скоростей смещена назад от оси вращения колес ЗВМ, $X = -0,15$ м. Так как направленные линии тяги задних колес проходит через пятна контакта передних колес, то последние перемещаются под углами бокового увода (расчетная схема Рокара) $\varphi_{B1}=+5,0^\circ$, $\varphi_{B2}=+7,8^\circ$. При этом боковые силы создают отклоняющий момент, поворачивающий колеса ЗВМ в пределах упругих деформаций на угловую закрутку (схема Грейдануса) $\varphi_{B3}=-0,8^\circ$, $\varphi_{B4}=-1,0^\circ+1,0^\circ$, углы кинематического увода малы $\varphi \approx 0$.

На рисунке 2 представлены экспериментальные данные поворачиваемости того же ТТС с тяговой нагрузкой. Радиусы поворота выросли (по сравнению с поворотом без нагрузки) незначительно. При этом углы кинематического увода, рассчитанные по разности радиусов поворота колес одного борта, составляют $\varphi=5-10^\circ$. Углы бокового увода:

$$\varphi_{B1} = -5,0^\circ-7,0^\circ, \varphi_{B2} = -5^\circ, \varphi_{B3} = -5^\circ, \varphi_{B4} = -7^\circ.$$

Смещение центра скоростей назад за ось заднего ведущего моста составило $X_{13}=-1,8$ м, $X_{24}=-0,9$ м.

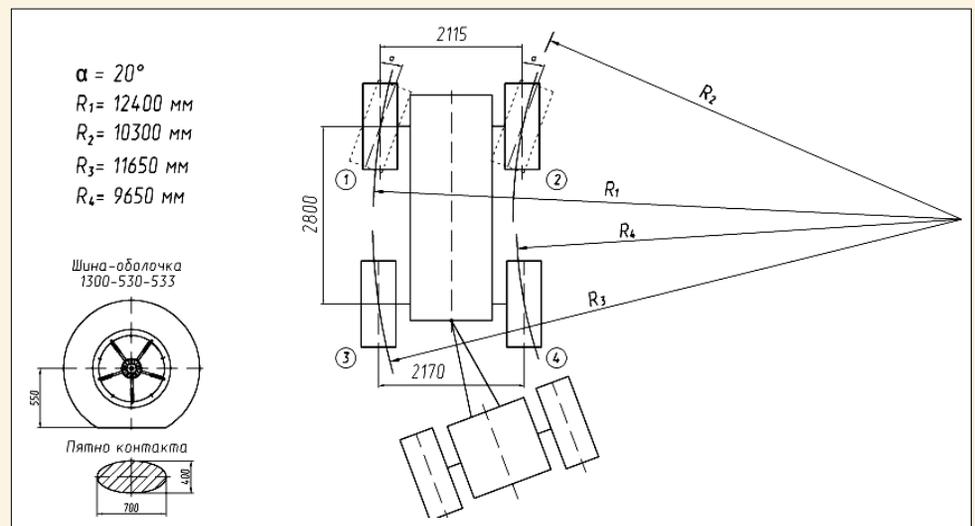


Рис. 2. Кинематика поворота ТТС с тяговой нагрузкой

Fig. 2. Kinematics of turn of TTV with traction loading

Кинематический анализ имеет погрешности, вызванные развалом колес (обусловленные кинематикой независимой подвески), а также схождением колес переднего ведущего моста.

Однако в целом проведенный эксперимент подтвердил теоретические предпосылки, представленные далее.

3. Противоречия классической теории. Современная теория поворота предполагает, что показатели кинематики поворота определяют:

- кинематическое несоответствие траекторий движения передних и задних колес трактора:



$$K_R = \frac{R_1 + R_2}{R_3 + R_4},$$

- кинематическое несоответствие в МБП (межосным блокированном приводе):

$$K_V = \frac{V_1 + V_2}{V_3 + V_4},$$

где V_1, V_2, V_3, V_4 – линейные скорости качения колес в соответствии с указанными индексами. У тракторов «Беларус» разных тяговых классов $K_V=0,93-0,98$.

При среднем угле поворота передних колес $\alpha_{12}=22^\circ$ рассчитывается результирующее кинематическое несоответствие:

$$K_{RV} = \frac{K_R}{K_V} = \frac{1,055}{0,93...0,98} = 1,076...1,134.$$

В то же время эксперименты показали, что при повороте трактора:

- без тяговой нагрузки с отключенным передним ведущим мостом на передние колеса действуют отрицательные реакции, вызванные эффектом «самоторможения»;

- с тяговой нагрузкой и включенным приводом ПВМ его колеса работают в активном режиме. При трогании с места по мере увеличения тяговой нагрузки внешние колеса переднего и заднего ведущих мостов откатываются назад, растут радиусы поворота и углы увода колес, уменьшается соотношение радиусов поворота внешних колес к внутренним, что свидетельствует о работе межколесного дифференциала. Эти эффекты не учитывает современная теория поворота. Она не может объяснить, почему столь велики углы увода колес трактора по сравнению с уводом колес автомобиля.

Наши научные гипотезы показали, что в моделях поворота удавалось достичь приемлемую сходимость расчетных результатов уравнений динамики с экспериментом. Уравнения кинематики поворота давали существенную погрешность. Поэтому нами предложена идея гибридной теории поворота (ГТП), учитывающей достижения перечисленных трех теорий [6-9].

4. Выбор расчетных схем поворота. На рисунке 3 представлены схемы к расчету сдвиговых деформаций в контактах колес с почвой при условии, что полюс трения находится в пятне контакта ко-

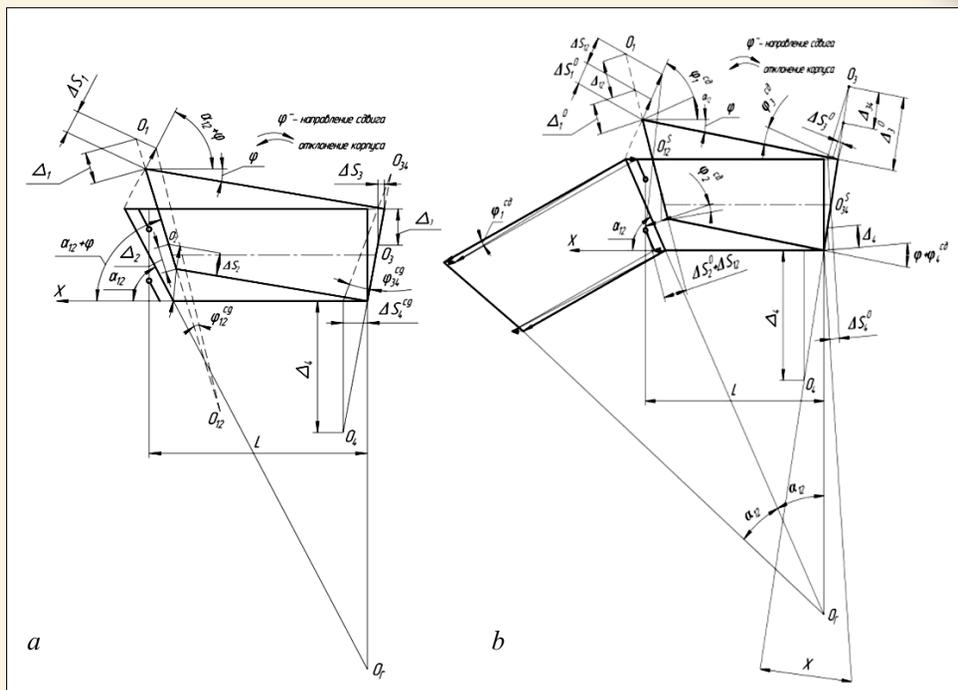


Рис. 3. Схемы к расчету сдвиговых деформаций в контактах колес с почвой

Fig. 3. Schemes to calculation of shear deformations in contacts of wheels with soil

леса $i=4$: а – полупространственная; б – план скоростей поворота.

На первом (переходном) этапе динамическая система (ДС), состоящая из двух дифференциальных тележек ПВМ и ЗВМ, приходит в состояние устойчивого равновесия. При этом их внешние колеса откатываются назад вокруг полюса трения, расположенного в центре контакта колеса $i=4$ при уменьшении скорости центра заднего ведущего моста. На втором этапе (в состоянии установившегося поворота) колеса ПВМ и ЗВМ обкатываются вокруг центров обоих мостов при сохранении скоростей перемещения названных центров.

Соотношение полного перемещения колес путей S_1^{II} и S_2^{II} определяется относительными их поворотами $i=1$ и 2 вокруг полюса трения:

$$S_1^{\text{II}} = (a_T + B)\varphi,$$

где $a_T = L \sin \alpha_2$; $S_2^{\text{II}} = a_T \varphi = L \sin \alpha_2 \varphi$,

а также вокруг центра МКД ПВМ:

$$\frac{S_1^{\text{II}} - S_2^{\text{II}}}{2} = \frac{B}{2} \varphi.$$

Скорости V_i° приложены в центрах колес и направлены перпендикулярно радиусам R_i° . Векторы скоростей ΔV направлены параллельно корпусу, повернутому на угол φ . Результирующие скорости перенесем в центры колес повернутого корпуса.

Проведем лучи перпендикулярно результирующим скоростям до пересечения их в точке O_K – кинематическом центре скоростей. Два других центра – геометрический O_r и силовой O_B – перемещаются по окружностям вокруг кинематического цен-

тра.

Выберем расчетную схему плана скоростей поворота полноприводной ходовой системы при отсутствии сдвига (рис. 3а). Примем, что контур реального трактора по центрам колес при среднем угле поворота колес $\alpha_{12}=0$ имеет форму четырехугольника. Пусть при повороте реального трактора правое колесо, поворачиваясь вокруг шкворня (показанного кружочком), смещается вперед, а внутреннее левое колесо аналогичным образом смещается назад. Примем расчетную схему: колеса располо-

жим в точках пересечения плоскостей качения колес с лучом, проведенным из геометрического центра через центр ПВМ.

На рисунке 3а приведены обозначения: $\Delta S_1, \Delta S_2, \Delta S_3, \Delta S_4$ – перемещения контактов колес; $\Delta S_1^{CD}, \Delta S_2^{CD}, \Delta S_3^{CD}, \Delta S_4^{CD}$ – сдвиговые деформации в контактах колес с почвой; A_1, A_2, A_3, A_4 – эксцентриситеты центров вращения колес; $\varphi_{12}^{CD}, \varphi_{34}^{CD}$ – углы увода, вызванные сдвигами колес ПВМ и ЗВМ; O_1, O_2, O_3, O_4 – центры вращения соответствующих колес; O_{12}, O_{34} – полюса трения колес. Критериями подобия изображенного плана скоростей и кинематики поворота являются:

- пропорциональность размеров B, L, R системы – реальных и геометрических, изображаемых на схеме;

- равенство реальных углов увода – бокового и кинематического;

- коэффициент буксования.

5. Формирование кинематического увода колес.

На рисунке 4 показана кинематическая схема поворота неуправляемой ведущей тележки, какой является ЗВМ. Если поворот происходит вокруг геометрического центра O_G , то радиус поворота тележки равен:

$$R_{34}^0 = \frac{R_3^0 + R_4^0}{2} = \frac{B}{V_3^0 - V_4^0} (V_3^0 + V_4^0).$$

Если МКД – управляемый активный (с подводом энергии), то скорость внешнего колеса на повороте увеличивается на величину $\Delta \bar{V}_{13}$ при сохранении средней скорости. Соединив линией под углом $\alpha_{12} - \varphi$ концы векторов $\bar{V}_3^0 + \Delta \bar{V}_{13}$ и \bar{V}_{34} , найдем новый центр O_K^+ скоростей. Здесь φ – угол кинема-

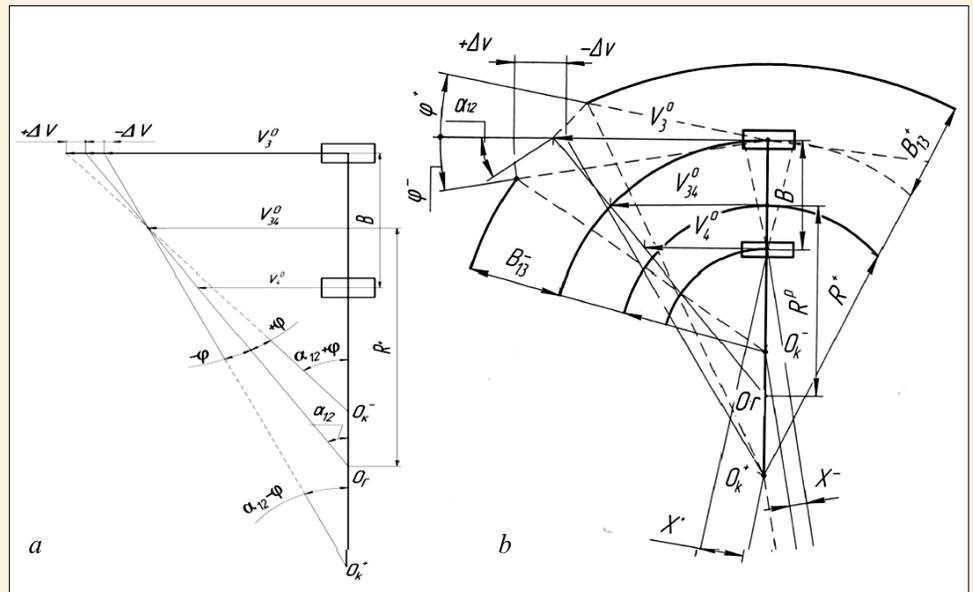


Рис. 4. План скоростей колес ЗВМ при повороте: а – без разворота корпуса ТТС; б – с разворотом корпуса ТТС

Fig. 4. Plan of speeds of wheels of back driving axle at turn: a – without TTV body turn; b – with TTV body turn

тического увода.

Радиус поворота тележки рассчитаем по формуле:

$$R^- = \frac{B}{V_3^0 - V_4^0 + 2\Delta V_{13}} (V_3^0 + V_4^0).$$

Если МКД – управляемый пассивный, то скорость внешнего колеса на повороте уменьшается на величину $\Delta \bar{V}_{13}$ при сохранении средней скорости. Соединив линией под углом $(\alpha_{12} - \varphi)$ концы векторов $(\bar{V}_3^0 + \Delta \bar{V}_{13})$ и \bar{V}_{34} , найдем новый центр O_K^- . Радиус поворота тележки определим по формуле:

$$R^+ = \frac{B}{V_3^0 - V_4^0 - 2\Delta V_{13}} (V_3^0 + V_4^0).$$

Из рисунка 4 следует, что увеличение скорости внешнего колеса при одновременном снижении скорости внутреннего приводит к уменьшению радиуса поворота R^- . ТТС с «сильными» передними колесами и активным управляемым МКД поворачиваются с отрицательными углами разворота корпуса (рис. 4а), а продольная координата центра скоростей смещается вперед от оси вращения колес ЗВМ.

При изменении скоростей в обратном направлении радиус поворота увеличивается до R^+ . При постоянной скорости поворота ЗВМ:

$$V_{34}^0 \mu = R^0 \operatorname{tg} \alpha_{12} = R^+ \operatorname{tg}(\alpha_{12} - \varphi) = R^- \operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi),$$

где μ – масштаб скорости; R^+ и R^- – радиусы поворота.

$$R^+ = R^0 \frac{1 + \operatorname{tg} \alpha_{12}}{\operatorname{tg}(\alpha_{12} - \varphi)} = R^0 \frac{(1 + \operatorname{tg} \alpha_{12} \operatorname{tg} \varphi) \operatorname{tg} \alpha_{12}}{\operatorname{tg} \alpha_{12} - \operatorname{tg} \varphi}.$$



Так как:

$$tg(\alpha_{12} - \varphi) = \frac{tg\alpha_{12} - tg\varphi}{1 + tg\alpha_{12} tg\varphi} \text{ и } R^+ = R^0 \frac{1 + \varphi tg\alpha_{12}}{1 - \frac{\varphi}{tg\alpha_{12}}}$$

то ГТС со «слабыми» передними колесами и неактивным управляемым МКД поворачиваются с положительными (по часовой стрелке) углами разворота корпуса (рис. 4б). При этом продольная координата центра скоростей смещается назад от оси вращения колес ЗВМ.

Догрузив колесо, можно в его центр сместить полюс трения и поменять кинематику поворота – для регулирования курсовой устойчивости колесного трактора при пахоте с несимметричной тяговой нагрузкой.

Использование предложенных моделей поворота машины позволит повысить точность заданной траектории движения и ввести коррективы курса МТА.

Основные положения и допущения гибридной теории поворота

1. Пневматические колеса обладают существенной анизотропией свойств. В продольной плоскости коэффициент трения не превышает $\mu=0,65$, при скольжении в боковом направлении плоскости он достигает $\mu=2,5$.

В соответствии с вариационным принципом Гаусса, динамическая система переходит в состояние устойчивого равновесия на основе принципа наименьшего действия. При вхождении в круговой поворот виртуальная работа сил трения качения и скольжения колес – минимальная, если сдвиги пятен контакта колес происходят в продольной плоскости, а корпус тягача разворачивается вокруг полюса трения ходовой системы (ПТХС).

2. Поворот колес происходит вокруг кинематического центра, обусловленного соотношением угловых скоростей поворота колеса вокруг вертикальной и горизонтальной осей.

Используется расчетная схема поворота вокруг трех центров: геометрического центра O_r – в точке пересечения осей вращения всех колес на виде в плане; силового (Рокара) центра O_B ; кинематического центра O_K , вокруг которого вращаются центры O_B и O_r . Углы бокового увода обычно не превышают $\varphi_B = 5-7^\circ$. Углы кинематического увода достигают $\varphi = 30^\circ$

3. Силовые характеристики качения i -ых колес – касательные $P_K = f(\delta, \varphi_B)$ и боковые $P_B = f(\varphi_B, \delta)$ силы рассчитывают по характеристикам прямолинейного движения. Дополнительная тангенциальная реакция (ДТР) R_i^{sb} – паразитные силы в контактах колес с почвой и вызванные ими стабилизирующие моменты M_{CT} рассчитывают с использованием математической теории трения:

$$R_i^{sb} = P_k(\delta_i \pm \Delta\delta_i) - P_{ki}(\delta_i^0) = P_{k\max} \left[(1 - e^{-R(\delta_i^0 \pm \Delta\delta_i)}) - (1 - e^{-\beta_i \delta_i^0}) \right],$$

где δ_i^0 и δ_i – буксования i – колеса, рассчитанные соответственно по характеристикам прямолинейного движения и реальные при наличии ДТР, $\Delta\delta_i$ – приращения последних, вызванные поворотом со сдвигом колес трактора, $P_{k\max}$ – максимальное значение касательной сил тяги P_{Ki} , β_i – константа аппроксимации.

4. Виртуальная работа сил трения качения и скольжения колес – минимальная, если ПТХС находится в пятне контакта доминирующего колеса, на которое приходится наибольшая нормальная нагрузка. Это основное свойство ПТХС достигается, если остальные три колеса перемещаются в плоскостях качения или катятся с небольшими углами увода, вызванными податливостью резины. При повороте трактора классической схемы с тяговой нагрузкой речь идет о заднем внутреннем к центру скоростей колесе. В соответствии с вариационным принципом Гаусса, динамическая система переходит в состояние устойчивого равновесия на основе принципа наименьшего действия. В наших работах, основанных на результатах экспериментальных исследований, круговой поворот полноприводного тягового средства рассматривается как борьба колес ПВМ и ЗВМ [2, 14]:

- колеса ПВМ и внешняя тяговая нагрузки создают момент, поворачивающий колеса ЗВМ вокруг полюса трения O_{S34} , в результате чего формируются продольные боковые ДТР: $R_3^{s\delta}$ и $R_4^{s\delta}$;

- колеса ЗВМ и внешняя тяговая нагрузка создают момент, поворачивающий колеса ПВМ вокруг полюса O_{S12} , в результате чего формируются продольные боковые ДТР $R_1^{s\delta}$ и $R_2^{s\delta}$.

Жуковский Н.Е. доказал, что полюс трения железнодорожной тележки находится в контакте ведущего колеса, имеющего большой размер [9]. Его решение отличается от решения Опейко Ф.А., который доказал, что полюс трения расположен на некотором поперечном расстоянии от продольной оси симметрии гусеницы. Выразим поперечные смещения полюсов трения:

– для колес ЗВМ:

$$\alpha_s = 0,5B \frac{N_4 - N_3}{N_3 + N_4};$$

– для колес ПВМ:

$$b_s = 0,5B \frac{N_2 - N_1}{N_1 + N_2},$$

где B – ширина колеи колес, N_3 и N_4 – нормальные нагрузки на правое и левое колесо ЗВМ, $N_3 < N_4$; N_1 и N_2 – нормальные нагрузки на правое и левое ко-

лесо ПВМ, $N_1 > N_2$.

Наша расчетная схема исходит из схем Жуковского Н.Е. и Опейко Ф.А. Относительно ПТХС рассчитывают: отклоняющие моменты внешней силы P_{KP} и ДТР, стабилизирующие моменты касательных сил тяги P_{Ki} и боковых P_{Bi} .

5. Для определения центральных стабилизирующих моментов, вызванных поворотом жесткого колеса вокруг вертикальной оси со сдвигом почвы, Ф.А. Опейко предложил формулу:

$$L_{0\max} = \frac{f_{\text{ТР}}}{3} N \sqrt{ab},$$

где a и b – длины осей эллипса пятна контакта колеса, $f_{\text{ТР}}$ – коэффициент трения.

Так как полный сдвиг контактного отпечатка колеса происходит при повороте колеса вокруг вертикальной оси на угол $\theta_{\text{п}} > 7-9^\circ$, то при меньших углах момент будем рассчитывать по зависимости:

$$L = L_{0\max} (1 - e^{\beta_{\text{п}} \theta_{\text{п}}}),$$

где $\beta_{\text{п}}$ – константы аппроксимации.

Нецентральные стабилизирующие моменты i -колеса рассчитывают по формуле:

$$M_{\text{CTi}} = R_i^{s\delta} \Delta_i,$$

где Δ_i – эксцентриситеты центров вращения.

Положение центров вращения i -колеса определяется из условия:

- нецентральные стабилизирующие моменты направлены в сторону поворота;
- направления ДТР противоположны направлению сдвигов (по Опейко Ф.А.).

6. Если применен межосевой блокированный привод (МБП), то в полюсах трения O_{S12} ПВМ и O_{S34} ЗВМ приложены центральные ДТР $R_{12}^{s\delta}$ и $R_{34}^{s\delta}$. Из условия закрутки трансмиссии МБП принимается [11, 13]:

$$M_{\text{УПР}} = R_{12}^{s\delta} \frac{r_{\text{Д12}}}{i_{\text{ТР12}}} = R_{34}^{s\delta} \frac{r_{\text{Д34}}}{i_{\text{ТР34}}},$$

где $r_{\text{Д12}}$ и $r_{\text{Д34}}$ – динамические радиусы колес ПВМ и ЗВМ,

$i_{\text{ТР12}}$ и $i_{\text{ТР34}}$ – передаточные числа трансмиссии в приводе колес ПВМ и ЗВМ.

В итоге закрутки трансмиссии МБП соблюдается равенство центральных ДТР $R_{12}^{s\delta} = -R_{34}^{s\delta}$.

Если применен МДП, то $\Delta\delta_{12} = 0$ или $\Delta\delta_{34} = 0$, $e^{-\beta_{12}\Delta\delta_{12}}$, центральные ДТР равны нулю $R_{12}^{s\delta} = R_{34}^{s\delta} = 0$.

Так как упругие моменты, вызванные закруткой МБП передних и задних колес равны, то и вызванные ими суммы ДТР равны:

$$R_1^{s\delta} + R_2^{s\delta} = R_3^{s\delta} + R_4^{s\delta}$$

7. Трактор поворачивается с углом φ разворота корпуса относительно первоначального положения.

Выводы

1. При установившемся повороте МТА на базе колесного трактора с простыми МКД углы кинематического увода колес достигают 30° . При повороте ТТС (с тяговой нагрузкой и без нее) происходит смещение центра скоростей назад от геометрического центра на продольное расстояние, сопоставимое с базой ТТС.

2. Радиусы поворота МТА можно снизить, применяя активные МКД, подобные межколесным дифференциалам на гусеничных машинах.

3. С учетом созданной гибридной теории обработаны экспериментальные данные о кинематике поворота трактора с МБП и МДП. У трактора с МДП в контактах колес с почвой паразитные силы отсутствуют. При почти равном с МБП кинематическом несоответствии в межосевом приводе показатели кинематики поворота существенно отличаются от аналогичных показателей трактора.

4. Предлагаемые теоретические положения созданной гибридной теории поворота позволяют объяснить и рассчитать особенности кинематики поворота МТА, вызванные работой МКД.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кряжков В.М., Годжаев З.А., Шевцов В.Г. и др. Проблемы формирования инновационного парка сельскохозяйственных тракторов России // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2015. N3. С. 9-14.
2. Прядкин В.И., Годжаев З.А. Мобильные энергосредства сельскохозяйственного назначения на шинах сверхнизкого давления // Технология колесных и гусеничных машин. 2014. N6. С. 33-39.
3. Wong J. Y. Terramechanics and offroad vehicles: 2nd edition. Kidlington, Oxford: Elsevier, 2010: 468.
4. Bräunl Th. Embedded Robotics. Mobile Robot Design and Applications with Embedded Systems. 2008: 440.
5. Ojeda L., Borenstein J., Witus G., Karlsen R. Terrain characterization and classification with a mobile robot. Journal of Field Robotics. 2006; 23(2): 103-122.
6. Горин Г.С. Разработка гибридной теории поворота машинно-тракторного агрегата. Кинематика // Вестник Национальной Академии Наук Беларуси. Серия аграрных наук. 2012. N1. С. 91-107.
7. Горин Г.С. Характеристики динамической системы для расчета поворачиваемости трактора с тяговой нагрузкой // Наука и техника. 2011. N2. С. 50-56.



8. Горин Г.С., Куракин В.В. Прикладные задачи динамики криволинейного движения полноприводного тягового средства // Наука и техника. 2014. N2. С. 83-90.
 9. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкции. Теория. Расчет. М.: МГТУ им. Баумана, 2006. 728 с.
 10. Горин Г.С. Тяговая динамика, поворачиваемость и силовые потоки мобильных тягово-энергетических средств. Минск: Наука и техника, 2013. 373 с.
 11. Прыдкин В.И., Годжаев З.А. Моделирование взаимодействия высокоэластичной шины с неровностью до-

роги // Автомобильная промышленность. 2014. N4. С. 32-33.
 12. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка. М.: Колос, 1974. 480 с.
 13. Годжаев З.А., Измайлов А.Ю., Прыдкин В.И. Влияние давления в высокоэластичной шине на тяговые свойства колеса // Автомобильная промышленность. 2015. N2. С. 9-12.
 14. Ray L.R., Brande D.C., Lever J.H. Estimation of net traction for deferential-steered wheeled robots. *Journal of Terramechanics*. 2009; 46: 75-87.

REFERENCES

1. Kryazhkov V.M., Godzhaev Z.A., Shevtsov V.G., et al. Problems of formation of Russian innovative agrocultural tractors fleet. *Sel'skokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii*. 2015; 3: 9-14. (In Russian)
 2. Pryadkin V.I., Godzhaev Z.A. Mobile power means of agricultural purpose on extra-low pressure tyres. *Tekhnologiya kolesnykh i gusenichnykh mashin*. 2014; 6: 33-39. (In Russian)
 3. Wong J. Y. *Terramechanics and offroad vehicles*: 2nd edition. Kidlington, Oxford: Elsevier, 2010: 468. (In English)
 4. Bräunl Th. *Embedded Robotics. Mobile Robot Design and Applications with Embedded Systems*. 2008: 440. (In English)
 5. Ojeda L., Borenstein J., Witus G., Karlsen R. Terrain characterization and classification with a mobile robot. *Journal of Field Robotics*. 2006; 23(2): 103-122. (In English)
 6. Gorin G.S. Development of hybrid theory of turn of machine and tractor unit. *Kinematics. Vestnik Natsional'noy Akademii Nauk Belarusi. Seriya agrarnykh nauk*. 2012; 1: 91-107. (In Russian)
 7. Gorin G.S. Characteristics of dynamic system for calculation of a turnability of tractor with traction loading. *Nauka i tekhnika*. 2011; 2: 50-56. (In Russian)
 8. Gorin G.S., Kurakin V.V. Applied problems of dynamics of curvilinear movement of all-wheel drive traction means.

Nauka i tekhnika. 2014; 2: 83-90. (In Russian)
 9. Belousov B.N., Popov S.D. Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoyрузopod'emnosti. *Konstruktzii. Teoriya. Raschet [Wheel vehicles of especially big loading capacity. Designs. Theory. Calculation]*. Moscow: MGТУ im. Baumana, 2006: 728. (In Russian)
 10. Gorin G.S. Tyagovaya dinamika, povorachivaemost' i silovye potoki mobil'nykh tyagovo-energeticheskikh sredstv [Traction dynamics, turnability and power streams of mobile traction and power means]. *Минск: Наука и техника*, 2013: 373. (In Russian)
 11. Pryadkin V.I., Godzhaev Z.A. Modeling of interaction of high-elasticity tire with road unevenness. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. 2014; 4: 32-33. (In Russian)
 12. Iofinov S.A. *Ekspluatatsiya mashinno-traktornogo parka [Machine and tractor fleet operation]*. Moscow: Kolos, 1974: 480. (In Russian)
 13. Godzhaev Z.A., Izmaylov A.Yu., Pryadkin V.I. Influence of pressure in high-elasticity tire upon wheel traction properties. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. 2015; 2: 9-12. (In Russian)
 14. Ray L.R., Brande D.C., Lever J.H. Estimation of net traction for deferential-steered wheeled robots. *Journal of Terramechanics*. 2009; 46: 75-87. (In English)

Критерии авторства. Все авторы несут ответственность за представленные в статье сведения и плагиат.
Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Contribution. The authors are responsible for information and plagiarism avoiding.
Conflict of interest. The authors declare no conflict of interest.